

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

**Poháněná válečková trať pro dopravu a  
manipulaci se svitky drátů**

Driven Roller Conveyor for Transport and Handling  
of Wire Coils

Student:

**Bc. Tomáš Bora**

Vedoucí diplomové práce:

**Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

**Ostrava 2015**

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Tomáš Bora**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

Poháněná válečková trať pro dopravu a manipulaci se svitky drátů  
Driven Roller Conveyor for Transport and Handling of Wire Coils

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte konstrukční návrh válečkového dopravníku na dopravu svitků drátů.
2. Vypracujte konstrukční návrh na manipulaci se svitky drátů - stlačování a páskování.
3. Proveďte kompletní konstrukční návrh s vypracováním kompletní výkresové dokumentace pro výrobu a montáž této sestavy.

Proveďte:

- a) rešerši různých možností konstrukčních řešení válečkových dopravníků;
- b) zhodnocení a výběr optimální varianty pohonu a skladby válečkového dopravníku;
- c) výpočet válečkového dopravníku;
- d) potřebné pevnostní a kapacitní výpočty;
- e) výkresovou dokumentaci pro výrobu a montáž válečkového dopravníku s ohledem na bezpečnost obsluhy (vážení, bezpečnostní prvky, zamezení překlopení svitků s dráty).

Zadáno:

- a) Kádence dopravy svitků  $Q = \min. 1 \text{ svitek za } 3 \text{ minuty}$
- b) Délka dopravní linky  $L = 11.200 \text{ mm}$
- c) Šířka stojanu svitků  $B = 950 \text{ mm}$
- d) Maximální hmotnost svitku  $m = 2.700 \text{ kg}$
- e) další hodnoty volte dle potřeby

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Polák, J., Pavliška, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8
- 2) Polák, J., Bailotti, K., Pavliška, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- 3) Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0963-X
- 4) Pavliška, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004, ISBN 80-248-0537-5
- 5) ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežně prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2015

.....  
Bc. Tomáš Bora



### **Prohlašuji, že**

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2013

.....

Bc. Tomáš Bora

Tomicová 3

716 00 Ostrava

### **Anotace Diplomové práce**

BORA, T. *Poháněná válečková trať pro dopravu a manipulaci se svitky drátů*: Diplomová práce.

Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, institut dopravy, 2015, 62 s. Vedoucí práce: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem poháněné válečkové tratě pro dopravu a manipulaci se svitky drátů dle zadaných podmínek. Rešerše obsahuje rozdělení válečkových tratí. Podle zadaných parametrů, a to kadenci dopravy jednoho svitku za 3 minuty a délkou dopravní linky 11 200 mm. V další části je proveden návrh a výpočet konstrukčních částí zařízení. Výkresová dokumentace je zpracována v 3D programu Autodesk Inventor 2014. Konstrukční a pevnostní výpočty jsou zpracovány dle uvedené literatury.

### **Annotation of Bachelor thesis**

BORA, T. *Driven Roller Conveyor for Transport and Handling of Wire Coils*: Diploma thesis.

Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2015, 62 p. Thesis head: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

The diploma thesis deals with the construction design of a powered roller track for transport and manipulation with coil wires based on the assigned conditions. The research includes the division of roller tracks according to the given parameters, which are the speed of the transport of one coil being 3 minutes and the length of the transport line 11 200 mm. The subsequent part contains the design and calculation of the structural parts of the apparatus. The design documentation is processed in a 3D programme Autodesk Inventor 2014. The structural and strength calculations are processed according to the cited literature.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Robertovi Brázdovi, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, věcné připomínky, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce.

Mé poděkování patří také společnosti OCHI Inženýring s.r.o., za možnost spolupráce, a poskytnutí všech potřebných informací.

Velké poděkování náleží celé mé rodině a přátelům za podporu, trpělivost a povzbuzování po dobu mého studia.

## Obsah

1	Úvod.....	13
2	Rešerše .....	14
2.1	Válečková trať .....	14
3	Popis navrhované linky.....	19
3.1	Starý model stlačovadla.....	21
3.2	Tvary výrobních stojanů.....	22
3.2.1	Stojan 24“ (760mm).....	22
3.2.2	Stojan 26“ (860mm).....	23
3.2.3	Stojan 32“ (950mm).....	24
4	Výběr optimální varianty .....	26
5	Konstrukční návrh válečkové trati pro dopravu a manipulaci se svítky drátů.....	27
5.1	Konstrukční součásti valníků .....	27
5.1.1	Elektropřevodovka .....	27
5.1.2	Rám .....	29
5.1.3	Valeček.....	29
5.1.4	Řetězový převod.....	30
5.1.5	Snímače .....	30
5.2	Konstrukční součást valníku pod stlačovadlem .....	31
5.2.1	Elektropřevodovka .....	31
5.2.2	Rám .....	31
5.2.3	Valeček.....	32
5.2.4	Řetězový převod.....	32
5.2.5	Hydraulický válec .....	33
5.2.6	Snímače .....	33
5.3	Stlačovadlo .....	34
5.3.1	Rám .....	34
5.3.2	Beran .....	35
5.3.3	Hydraulický pohon.....	36
5.3.4	Hydraulický válec .....	37
5.3.5	Snímače .....	37
6	Výpočty.....	38
6.1	Hmotnost předmětu na jeden váleček .....	38
6.2	Pro jeden váleček počítám s těmito odpory.....	38

6.2.1	Odpor vlastní tíhy předmětu.....	38
6.2.2	Odpor vlivem valivého a čepového tření .....	39
6.2.3	Odpor vlivem výrobních nepřesností .....	39
6.2.4	Celkový odpor.....	40
6.3	Potřebný výkon.....	40
6.3.1	Počet poháněných válečku pod předmětem .....	41
6.4	Otáčky válečků při dopravní rychlosti .....	42
6.5	Doba rozběhu předmětu .....	42
6.6	Moment tření .....	43
6.7	Moment zrychlujících se sil.....	43
6.8	Setrvačný moment jednoho válečku.....	44
6.9	Úhlové zrychlení válečku .....	44
6.10	Moment od zrychlujících válečku .....	45
6.11	Moment na hřídeli při rozběhu motoru .....	45
6.12	Moment rozběhový redukováný na hřídel motoru .....	46
6.13	Podmínka vyhovění na rozběh .....	46
6.14	Výpočet řetězového převodu.....	47
6.14.1	Převodový poměr řetězu .....	47
6.14.2	Výpočet rychlosti na válečku .....	47
6.14.3	Otáčky na motoru s řetězem.....	47
6.14.4	Rychlost řetězu.....	48
6.14.5	Tahová síla .....	48
6.14.6	Obvodová síla .....	49
6.14.7	Tahová složka od odstředivé síly .....	49
6.14.8	Výsledný tah v řetězu.....	49
6.14.9	Potřebná délka řetězu na jednu smyčku .....	50
6.14.10	Počet článku řetězu.....	50
6.14.11	Kontrola statické bezpečnosti.....	51
6.14.12	Kontrola dynamické bezpečnosti .....	51
6.14.13	Dovolené otláčení.....	52
7	Pevnostní výpočty.....	53
7.1	Pevnostní kontrola válečku .....	53
7.1.1	Okrajové podmínky.....	53
7.1.2	Výsledek.....	54



7.2	Pevnostní kontrola rámu valníku pod stlačovadlem.....	55
7.2.1	Okrajové podmínky.....	55
7.2.2	Výsledek.....	56
8	Uvádění do provozu.....	58
9	Pokyny pro provoz a údržbu.....	59
9.1	Kontrola - před každým uvedením do provozu je nutné .....	59
9.2	Údržba a opravy .....	59
9.2.1	Rizika .....	59
9.3	Výstrahy nedovoleného používání .....	59
10	Závěr .....	60
11	Použitá literatura .....	61
12	Seznam příloh.....	62

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název značky	Jednotka
$D_1$	roztečná kružnice řetězového kola	[m]
$D_2$	roztečná kružnice řetězového kola	[m]
$D_v$	průměr válečku	[m]
$F_{ods}$	Tahová složka od odstředivé síly	[N]
$F_f$	Výsledný tah v řetězu	[N]
$F_t$	Obvodová síla	[N]
$F_{ts}$	Tahová síla	[N]
$J$	Setrvačný moment jednoho válečku	[kg.m <sup>2</sup> ]
$L_p$	Potřebná délka řetězu na jednu smyčku	[m]
$L_p^*$	Počet článku řetězu	[-]
$M_m$	Moment na hřídeli při rozběhu motoru	[Nm]
$M_{roz}$	Moment rozběhový redukovaný na hřídel motoru	[Nm]
$M_t$	Moment tření	[Nm]
$M_{zp}$	Moment zrychlujících se sil	[Nm]
$M_h/M_n$	záběrový moment při přímém spouštění momentu	[-]
$N_m$	otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$P$	Potřebný výkon	[W]
$P_m$	výkon motoru	[W]
$R_v$	poloměr válečku	[m]
$S$	plocha kloubu	[mm <sup>2</sup> ]
$W$	Celkový odpor	[N]
$W_1$	Odpor vlastní tíhy předmětu	[N]
$W_2$	Odpor vlivem valivého a čepového tření	[N]
$W_3$	Odpor vlivem výrobních nepřesností	[N]
$Y$	součinitel rázů	[-]
$a_f$	osová vzdálenost	[m]
$e$	součinitel valivého tření	[-]
$f_1$	součinitel čepového tření	[-]
$f_2$	součinitel čepového tření	[-]
$g$	tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
$i_c$	celkový převodový poměr	[-]
$i_f$	Převodový poměr řetězu	[-]

$k$	součinitel pro vodorovné šikmé s svislé tratě	[-]
$k_1$	počet válečku	[-]
$k_1$	počet válečků na kterých je předmět	[ks]
$k_d$	Kontrola dynamické bezpečnosti	[-]
$k_p$	Počet poháněných válečku pod předmětem	[-]
$k_p$	Kontrola statické bezpečnosti	[-]
$k_p/k_1$	poměr válečku poháněných ku nepoháněných	[-]
$m_p$	maximální hmotnost předmětu	[kg]
$m_f$	hmotnost jednoho metru řetězu	[kg]
$m_v$	rotující hmotnost válečku	[kg]
$n_m$	počet předmětů na modulu	[ks]
$n_{mr}$	Otáčky na motoru s řetězem	[min <sup>-1</sup> ]
$n_v$	Otáčky válečků při dopravní rychlosti	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	směrný tlak v kloubu	[MPa]
$p_p$	Dovolené otláčení	[MPa]
$q$	Hmotnost předmětu na jeden váleček	[kg]
$r$	průměr čepu válečku	[m]
$ts$	rozteč řetězu	[m]
$t_s$	Doba rozběhu předmětu	[s]
$v$	rychlost	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_f$	Rychlost řetězu	[m.s <sup>-1</sup> ]
$z$	počet poháněných válečků	[-]
$z_1$	počet zubů hnacího kola	[-]
$z_2$	počet zubů hnaného kola	[-]
$\eta_1$	účinnost převodu	[-]
$\mu$	součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem	[-]
$\beta$	sklon tratě	[°]
$\varepsilon$	úhlové zrychlení válečku	[s <sup>-2</sup> ]

## **1 Úvod**

V této diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem válečkové tratě pro dopravu a manipulaci se svitky drátů. Součástí práce je volba pohonu, výpočet a návrh řetězového převodu.

Cílem práce je navrhnout poháněnou válečkovou trať pro dopravu a manipulaci se svitky drátů tak, aby odpovídal požadavkům uvedených v zásadách pro vypracování a zadaným podmínkám.

## 2 Rešerše

### 2.1 Válečková trať

Válečkové tratě jsou zařízení určené k vodorovné, mírně stoupající nebo klesající přepravě kusových produktů přepravek, bloků, krabic nebo palet, které se pohybují po soustavě otočných válečků různého tvaru (válnový, kuželíkový, kotoučový, kladičkový nebo dle profilu dopravovaného předmětu). Otočné válečky jsou uloženy v rámu tratě (nosná konstrukce), který může být buď stabilní, přemístitelný nebo přestavitelný (výškové i délkové nastavitelný tzv. nůžkové dopravníky). [1]



*Obr. 1 Válečková trať [9]*

Obecně se rozstup válečků volí tak, aby dopravovaný kus ležel současně alespoň na třech válečcích. U poháněných tratí musí být alespoň jeden váleček poháněný. Rozměry válečků jsou navrhovány v souvislosti s rozměry a hmotností dopravovaného materiálu. Válečky mohou být vyráběny s povrchovou úpravou zahrnující nátěr, žárový zinek, plast, polyuretan apod. Tratě mohou být poháněny ozubenými koly či řetězem nebo pracovat na principu gravitace. Gravitační válečkové tratě pracují se sklonem 5–15° a jsou vhodné spíše pro přemísťování na krátké vzdálenosti. [1]





*Obr. 2 Gravitační válečkový dopravník [7]*

Jako poháněné válečkové tratě lze nazvat takové tratě, u kterých je otáčení válečků zajištěno vnější silou a tak je překonán odpor, který klade válečková trať opravovanému předmětu. Pohon válečků musí být zajištěn dostatečně dimenzovaným pohonem s vhodným převodem (řetězem, ozubeným či pásovým řemenem, řemínkem, nebo může být váleček poháněn vlastním elektromotorem). Poháněny mohou být válečky buď všechny, nebo periodicky se opakující skupina válečků. Systém převodu může být realizován řetězovými smyčkami (z válečku na váleček) nebo může být průběžný tečný. Tratě mohou být poháněny různou koncepcí poháněných válečků. Mezi hlavní konstrukce patří poháněné volné válečky, kde vnější síla působí na obvodu válečku, otočně uloženého na hřídeli, který je neotočně uložen v rámu. Opakem jsou poháněné tratě s pevnými válečky, u nichž váleček je pevně spojen s hřídelem v jeden celek. Třetí typ poháněných tratí jsou tratě s prokluznými válečky, u kterých pouzdro válečku není pevně spojeno s hnacím hřídelem (je uloženo kluzně – vzniká čepové tření). Hnací hřídel je uložený na valivých ložiskách a otáčí se na hřídeli připevněnému k rámu tratě. Zastaví-li se předmět, plášť válečků se neotáčí, hnací hřídel prokluzuje v pouzdru válečku a otáčí se na ložiskách uložených na hřídeli válečku. Prokluzný tlak činí přibližně 5 – 7 % váhy dopravovaných předmětů. [1]



*Obr. 3 Poháněný válečkový dopravník [4]*

Dopravníky s řetězovým převodem mají těžkou konstrukci a jsou vhodné zejména pro přepravu břemen o velké hmotnosti (standardně do 1500kg). Dopravníky s převodem s ozubeným řemenem, pásovým řemenem a řemínkem vynikají nízkou hladinou hluku (méně než 65 dB(A)), jsou lehké konstrukce (jsou vhodné pro zavěšení nebo umístění na konzole) a slouží pro přepravu lehčích předmětů. Obecně jsou rozměry (délka, průměr), nosnost, materiálové provedení a konstrukce válečků (i válečkových tratí) závislé na vlastnostech dopravovaného předmětu, účelu použití, tvaru osové čáry tratě a charakteru provozních podmínek. [1]

Projektováním, konstruováním a výrobou válečkových, kladičkových a kladkových tratí poháněných i nepoháněných se zabývá ČSN 26 4501, která stanoví doporučenou šířku tratě, normalizované průměry a délky válečků, jejich rozteč, nosnost a také např. doporučené délky přímých úseků tratí. [1]

Válečková trať může pracovat samostatně, nebo může být součástí dopravníkového systému v distribučním skladu (zde dochází k příjmu výrobků, jejich uskladnění nebo přebalení a další distribuci koncovým zákazníkům), výrobním provozu nebo na montážní lince. Takový dopravní systém se skládá z přímých nebo obloukových částí tratě (oblouky jsou osazeny kónickým pláštěm válečku z důvodu potřebné vyšší obvodové rychlosti na vzdálenějším poloměru tratě) a regálových

zakladačů (spádových regálů). Tratě se mohou dle projektu spojovat nebo rozvětňovat pomocí automatického převáděcího zařízení, posuvny nebo točny. Válečkové tratě nalezneme kromě skladového hospodářství v překladištích, obchodech, na poštách, v potravinářském, textilním, chemickém, dřevařském a nábytkářském průmyslu a ve stavebnictví. [1]



*Obr. 4 Přímý úsek s obloukem [6]*

V případě shromáždění předmětů ve spojitě řadě se pro jejich rozřazení používá aretační zařízení. Další prvky objevující se v konstrukci tratí jsou např. brzděné válečky, pogumované válečky, speciální válečky s ochranou proti statické elektřině, průchody, vyrovnávače spádu, zdvihací plošiny, systémy vážení atd. [1]



*Obr. 5 Konstrukce válečků [3]*

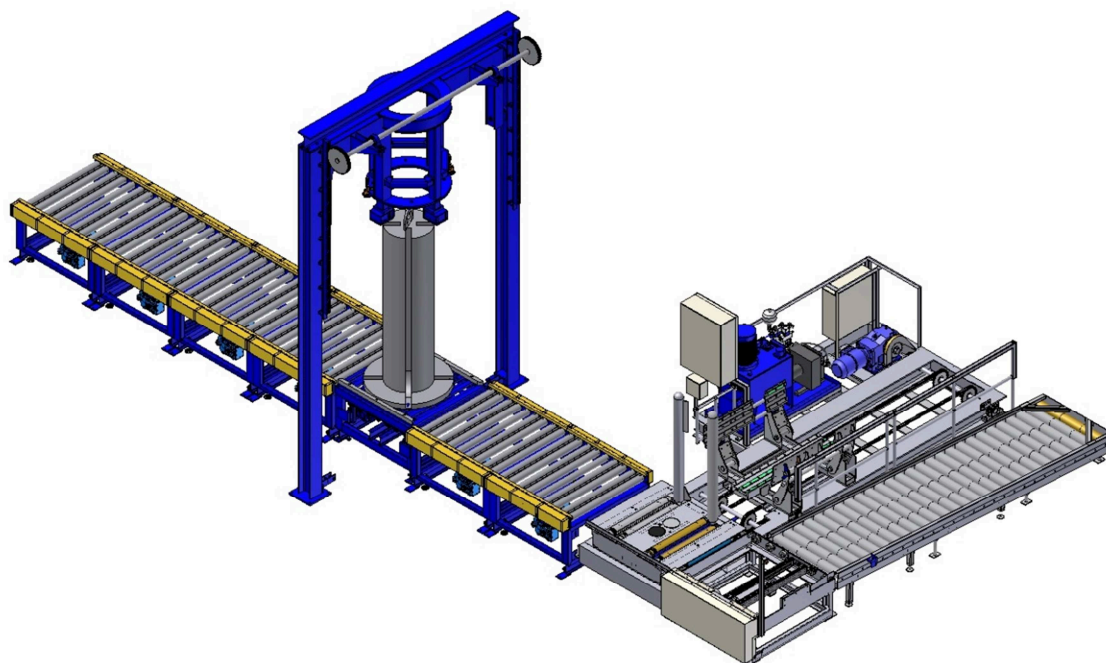
Válečkové tratě lze rozšířit i o další komponenty a příslušenství, která umožňují přísun břemen na tuto trať i jejich odsun z ní, a zařízení umožňující spojení mezi různými trasami válečkových tratí. Jsou to například přesuvníky, převážecí vozíky, točny anebo zdvihací zařízení umožňující přechod mezi tratěmi v různých výškách. [1]



*Obr. 6 Válečková trať s vestavěnou točnou [8]*



### 3 Popis navrhované linky



*Obr. 7 3D model linky*

Navrhovaná linka se skládá z více pracovišť. Na prvním pracovišti dochází k návozu stojanů s drátem. Po navedení je stojan zvážen a zadán do systému pomocí čtečky kódů. Po zvážení se na svitek připevní výrobní štítek a stojan je připraven. Díky mostovému jeřábu se stojan přemístí na první valník. Operátor (dělník) umístí stojan na prostředek prvního valníku. Po umístění a odejmutí jeřábového háku operátor zkontroluje, zda je vše v pořádku. Následně zmáčkne tlačítko, které po pěti sekundách rozjede první dopravník. Každý dopravník je opatřen reflexním snímačem s odrazkou, který hlídá, zda je na následujícím valníku stojan. Pokud neumožní stojanu pokračovat na další valník. Na posledním valníku před stlačovadlem se stojan vždy zastaví a vyčkává na povel operátora. Dvojice operátorů umístí do valníku pod stlačovadlem mechanické dorazy. Pokud jsou dorazy ve správné pozici, systém umožní operátorovi zmáčknout tlačítko povolující posun stojanu pod stlačovadlo. Správná poloha dorazu je hlídána indukčními snímači. Stojan se nachází ve správné pozici. Operátor následně může začít s procesem stlačování a následného páskování. Po dokončení tohoto procesu vyjmou operátoři mechanické dorazy a následně je možné po stisknutí tlačítka pokračovat na další dopravník. Na tomto dopravníku končí nově nainstalována linka. Dále se napojuje na stávající sklápědlo. Kde dochází ke sklopení stojanu o 90°. Po



sklopení dojde za pomoci pneumatických kleští k odejmutí svitku drátu. Svitek je vysunut ze stojanu a posunut směrem ke kraji linky, kde je připraven vysokozdvizný vozík s trnem. Ten odveze svitek do skladu. Stojan se sklopí zpět a pokračuje pro váleč. Po sklopení dojde za pomoci pneumatických kleští k odejmutí svitku drátu. Svitek je vysunut ze stojanu a posunut směrem ke kraji linky, kde je připraven vysokozdvizný vozík s trnem. Ten odveze svitek do skladu. Stojan se sklopí zpět a pokračuje po válečkovém dopravníku na konec linky. Tam je za pomoci pneumatického válce odsunut z válečkové tratě na gravitační dopravník, který dopraví stojan na místo, kde jej vysokozdvizný vozík odebere a vrací je do výrobního procesu.



*Obr. 8 Linka*

### 3.1 Starý model stlačovadla



*Obr. 9 Starý model stlačovadla*

Tento model byl v provozu používán skoro 25 let. Pro zvýšení efektivity byl nahrazen novým modelem, který je zpracován v této diplomové práci. Pro starý model bylo zapotřebí mít na směně tři operátory a jednoho vozače. Vozač musel nejprve stojan s drátem položit na váhu, kde byl zvážen a patřičně označen. Poté znovu naložil stojan na trn vysokozdvizného vozíku a přemístil jej na otočný stůl stlačovadla. Dvojce operátorů stůl otočila tak, aby byl stojan přesně na svém místě pod beranem.

Následovalo stlačení, po kterém se za pomoci ocelových pásek a pneumatického utahováku cívka stáhla. Po vyjetí beranu do horní pozice bylo možné otočný stůl otočit zpět. Tam už čekal vozač s vozíkem a převezl stojan s drátem na sklápědlo. Hlavním požadavkem výrobního závodu bylo eliminovat práci vozače a navrhnout linku tak aby ji mohli obsluhovat pouze dva operátoři.

### **3.2 Tvary výrobních stojanů**

Výrobní stojany jsou rozděleny do třech skupin a to podle průměru podstavy. Starý model stlačovadla uměl zpracovat pouze dvě skupiny. Konkrétně stojan 26“ a 32“ (u toho modelu mají stojany dvě různé výšky, pouze jedna se dala na starém modelu zpracovávat).

#### **3.2.1 Stojan 24“ (760mm)**

Stojan 24“ je nejmenší z celého sortimentu stojanů. Průměr jeho podstavy je 760 mm. Stojan je nejméně používaný a to s důvodů malé kapacity. Většina zákazníků požaduje návin o kolo 1000 kg, což není u toho typu stojanu možné.



*Obr. 10 Stojan 24“*

### 3.2.2 Stojan 26“ (860mm)

Nejčastěji používaným stojanem je jednoznačně stojan 26“. Tento stojan je určen pro 98% zde vyrobeného drátu. Podstava má průměr 860 mm. Výška stojanu je 1570 mm.



*Obr. 11 Stojan 26“*



### 3.2.3 Stojan 32“ (950mm)

Dostali jsme se k největšímu stojanu, ten má podstavu o průměru 950 mm. U tohoto typu rozlišujeme i jeho výšku. Standardně se používá stojan s výškou 1770 mm. Pro speciální zakázky, které jsou zvláštní v tom, že návin váží 2300 – 2500 kg je zapotřebí použít vyšší stojan s výškou 1950 mm.



*Obr. 12 Stojan 32“ (standard)*





*Obr. 13 Stojan 32“ (vyšší)*



*Obr. 14 Stojan s návinem drátu*

## 4 Výběr optimální varianty

Z důvodu napojení nové válečkové trati ze stlačovadel ke stávajícímu sklápědlu bylo nutné vyřešit změnu pracovní výšky. Nová válečková trať musela být z důvodu lepší ergonomie zvýšena na 715 mm. Sklápědlo má pracovní výšku 485 mm.

Nabízejí se různé možnosti, vybíral jsem ze tří variant:

a) Varianta zvednutí stávajícího sklápědla o 230 mm

Tato varianta vypadalo od začátku jako nejpříjemnější, důvodem byla její nejlepší cena. Celá operace spočívá v přemístění stávajícího sklápědla mimo své původní místo. Na původní místo je naistalován nosný rám, který je výškově stavitelný. Na rám se posadí stlačovadlo a spojí se za pomoci šroubů. Poté se celý komplet za pomoci dvou mostových jeřábů umístí na své nové místo. Po následném vyvážení se rám za pomoci chemických kotev připevní k betonové podlaze.

b) Varianta se zdvižným posledním valníkem

Poslední valník by výškový rozdíl vyrovnával za pomoci hydraulických válců. Toto řešení by se dalo dobře u této linky aplikovat, ale je to další část linky, která by se pohybovala. Z důvodů velké kadence linky by se poslední valník musel častěji servisovat, což je v provozu, ve kterém linka pracuje nežádoucí.

c) Varianta se skloněným posledním valníkem

Výškový rozdíl 230 mm by se dal vyrovnat za pomoci skloněného valníku. Po uvážení všech variant je tato varianta nejméně přijatelná. Hlavním důvodem proč se tato varianta nehodí, bylo to, že při zastavení stojanu na tomto valníku by docházelo k samovolnému posuvu, což je nežádoucí. Dalším záporným důvodem je možnost vypadnutí stojanů s linky.

## 5 Konstrukční návrh válečkové trati pro dopravu a manipulaci se svítky drátů

### 5.1 Konstrukční součásti valníků

#### 5.1.1 Elektropřevodovka

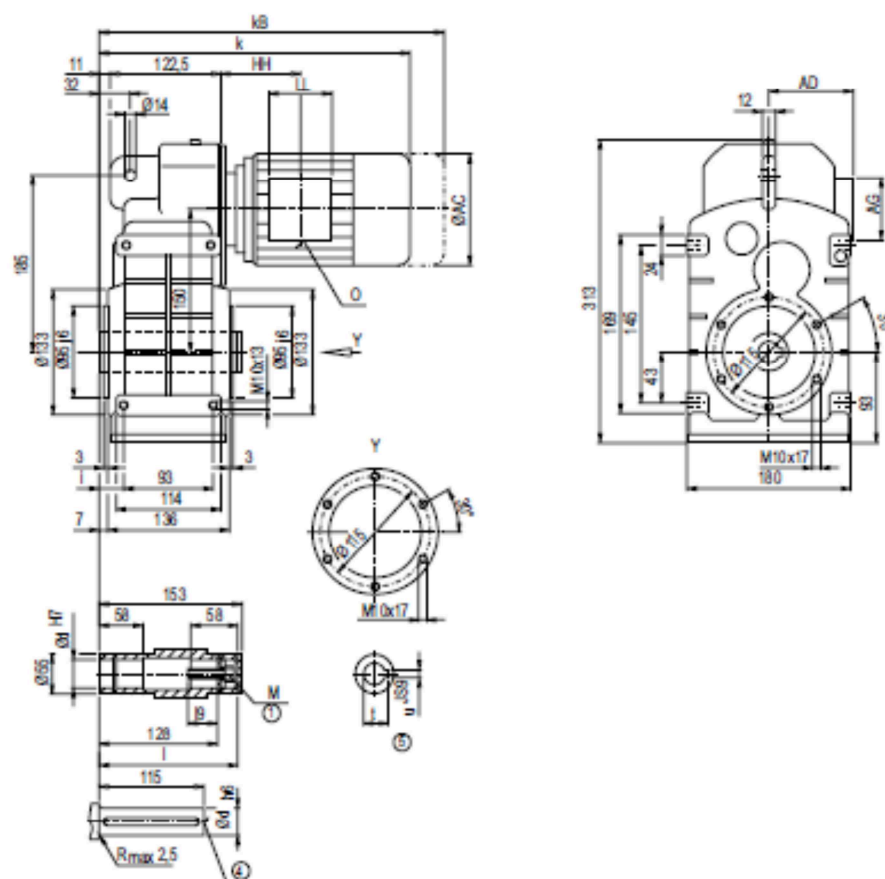
- Po provedení výpočtů jsem se rozhodl použít plochou elektropřevodovku od firmy SIEMENS. Konkrétně se jedná o SIEMENS FZAD48B-LA90ZLB4E - 1,5 kW. Plochou převodovku jsem použil s důvodu zástavbových rozměrů a její cenové dostupnosti. Předovka je uchycena přímo na rámu valníku. Pro přenos krouticího momentu na válečky je využíván řetězový převod. Motor není osazen brzdou, dopravník je vodorovný a na dopravované těleso nepůsobí žádné vnější vlivy, které by těleso nežádáně posunovaly.



Obr. 15 Elektropřevodovka SIEMENS [2]

Tab. 1 Parametry elektropřevodovky [2]

Název	Značka [jednotka]	Hodnota
Jmenovitý výkon	P [kW]	1,5
Velikost	-	90 L
Otáčky	$n_m[\text{min}^{-1}]$	1440
Účinnost	$\eta$ [%]	85,0
Jmen.proud při 400 V	I [A]	3,4
Výstupní moment	T [Nm]	255
Počet pólů	-	4
Hmotnost	m [kg]	37
Objednací číslo	-	FZAD48B-LA90ZLB4E



Obr. 16 Rozměry elektropřevodovky SIEMENS [2]

Tab. 2 Parametry převodovky [2]

	Rozměry [mm]
<b>d</b>	35
<b>M</b>	M12
<b>l</b>	150
<b>L9</b>	40
<b>u</b>	10
<b>t</b>	38,3
<b>i</b>	28,5
<b>k</b>	460
<b>kB</b>	531
<b>AC</b>	174
<b>AD</b>	163
<b>AG</b>	90
<b>LL</b>	90
<b>HH</b>	114
<b>O</b>	2xM20x1,5
<b>Hmotnost</b>	37 kg

### 5.1.2 Rám

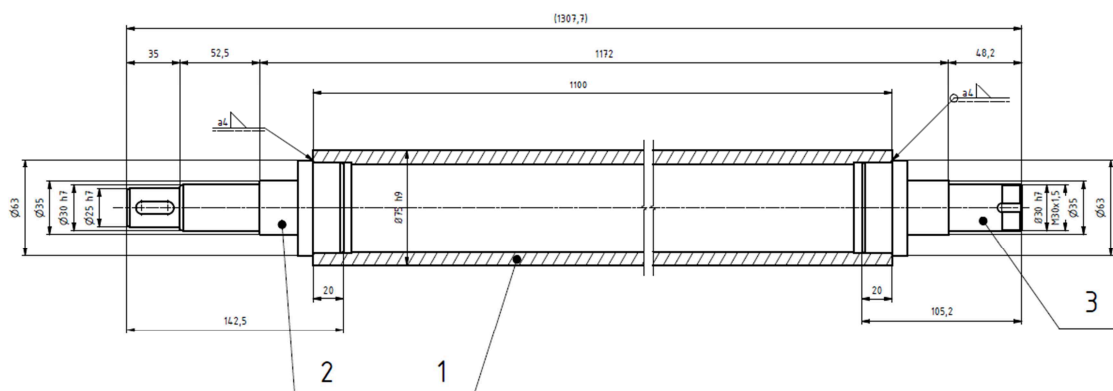
- Ocelový rám je základní částí zařízení, je tvořen vypálenými plechy v kombinaci s U-profily. Na rámu jsou pro možnost ustavení na místě montáže umístěny v každém rohu stavěcí šrouby. Po ustavení je rám přikotven do země za pomoci chemických kotev firmy HILTI. Po svaření je nutné celý rám natřít, a to modrou barvou (RAL 5005 MAT.).



*Obr. 17 Valník*

### 5.1.3 Valeček

- Z důvodu velkého zatížení a nepřetržitého provozu jsem použil vyráběný váleček. Na obou koncích je váleček opatřen přírubovým ložiskovým tělesem. Ložiska jsou za pomoci spojovacího materiálu připevněny k bočnicím rámu valníku. S důvodu nepřetržitého provozu linky je nátěr zbytečný, dochází totiž ke tření ocel na ocel.



*Obr. 18 Váleček*



#### 5.1.4 Řetězový převod

- Pro přenos krouticího momentu z elektropřevodovky na válečky jsem použil řetězový převod. Použil jsem jednořadý válečkový řetěz od firmy REXNORD. Dále je každý dopravníkový váleček spojen s dalším válečkem pomocí řetězové smyčky. Pro snadnější montáž jsem využil řetězové disky s upínacím pouzdrem TAPER- LOCK.



*Obr. 19 Řetězový disk  
TAPER- LOCK [3]*



*Obr. 20 Řetěz  
REXNORD [3]*



*Obr. 21 Řetězová spojka  
REXNORD [3]*

#### 5.1.5 Snímače

- Každý valník je osazen jedním reflexním snímačem s odrazkou. Snímač má za úkol hlídat, zda se na valníku nachází stojan nebo ne. Za pomocí snímače se také zastaví motor. V případě, že je stojan na valníku, dává snímač informaci řídicímu systému. Systém poté informaci vyhodnotí, pokud jsou splněny další podmínky, systém pokračuje v procesu.



*Obr. 22 Valník s reflexním snímačem*

## 5.2 Konstrukční součást valníku pod stlačovadlem

### 5.2.1 Elektropřevodovka

- Po provedení výpočtů jsem se rozhodl použít plochou elektropřevodovku od firmy SIEMENS. Konkrétně se jedná o SIEMENS FZAD48B-LA90ZLB4E - 1,5 kW. Plochou převodovku jsem použil s důvodu zástavbových rozměrů a její cenové dostupnosti. Předovka je uchycena k soustavě válečků. Pro přenos krouticího momentu na válečky je využíván řetězový převod. Motor není osazen brzdou, dopravník je vodorovný a na dopravované těleso nepůsobí žádné vnější vlivy, které by těleso nežádaně posunovaly.

### 5.2.2 Rám

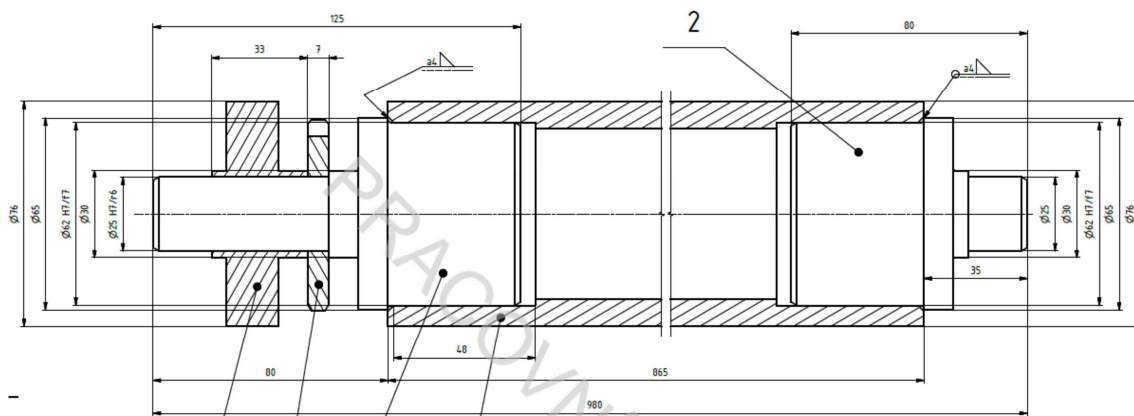
- Ocelový rám je základní částí zařízení, je tvořen vypálenými plechy v kombinaci s U-profilů. U tohoto valníku jsem musel navrhnout systém, který bude vysouvat a zasouvat soustavu válečků. Horní část dopravníku je tvořena ocelovým roštem, který slouží pro stlačení drátu, aniž by se poškodila soustava válečků. Soustava má svůj vlastní nezávislý rám, který je ve čtyřech rozích opatřen lineárním vedením firmy HIWIN. Pohyb celé soustavy obstarává malý hydraulický válec. Válec je umístěn uprostřed celé soustavy. Horní ocelový rošt má v sobě vyvrtané přesné otvory pro umístění mechanických dorazů dojezdu stojanu s drátem. Dorazy v kombinaci s hardoxovými naváděči slouží k přesnému dojetí stojanu do správné pozice pro stlačování. Na rámu jsou pro možnost ustavení na místě montáže umístěny v každém rohu stavěcí šrouby. Po ustavení je rám přikotven do země za pomoci chemických kotev firmy HILTI. Po svaření je nutné celý rám natřít, a to modrou barvou (RAL 5005 MAT.).



*Obr. 23 Valník pod stlačovadlem*

### 5.2.3 Váleček

- Z důvodu velkého zatížení a nepřetržitého provozu jsem použil vyráběný váleček. Na obou koncích je váleček opatřen ložiskem a vsazen do pouzdra. Pouzdra jsou poté za pomoci šrouby připevněny k rámu. S důvodu nepřetržitého provozu linky je nátěr zbytečný, dochází totiž ke tření ocel na ocel.



Obr. 24 Váleček

### 5.2.4 Řetězový převod

- Pro přenos krouticího momentu s elektropřevodovky na válečky jsem použil řetězový převod. Použil jsem jednořadý válečkový řetěz od firmy REXNORD. Dále je každý dopravníkový váleček spojen s dalším válečkem pomocí řetězové smyčky.

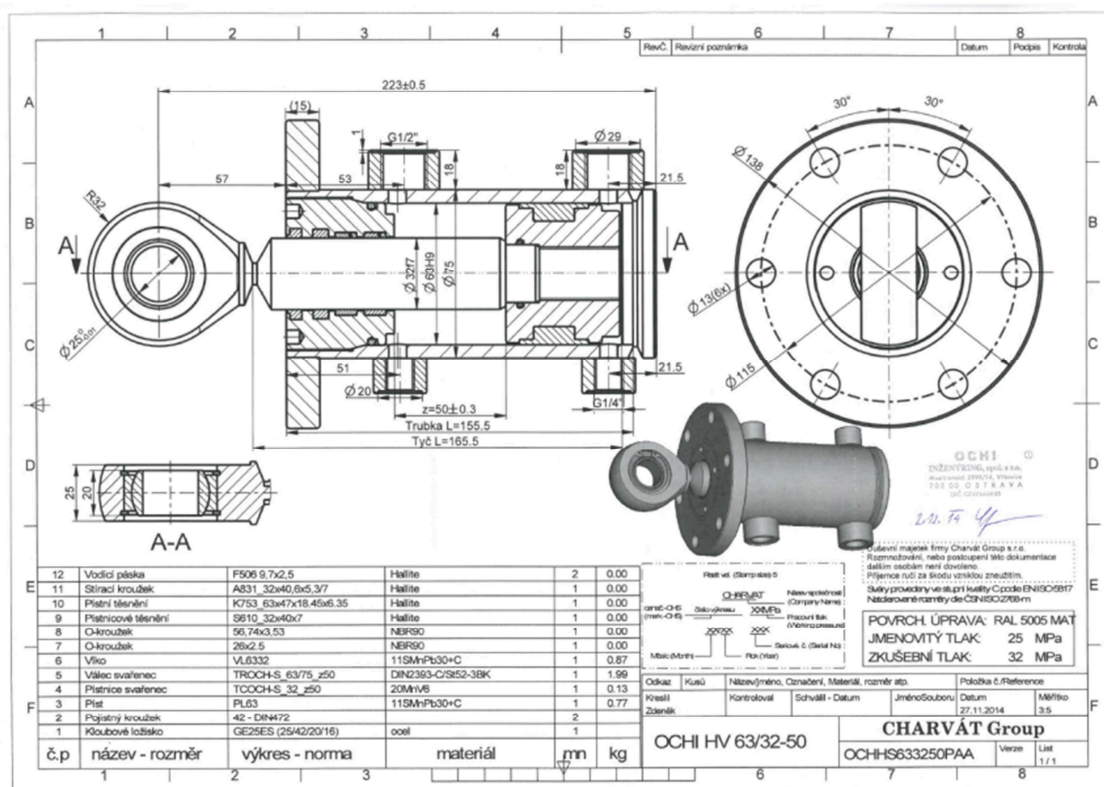


Obr. 25 Řetězový převod



## 5.2.5 Hydraulický válec

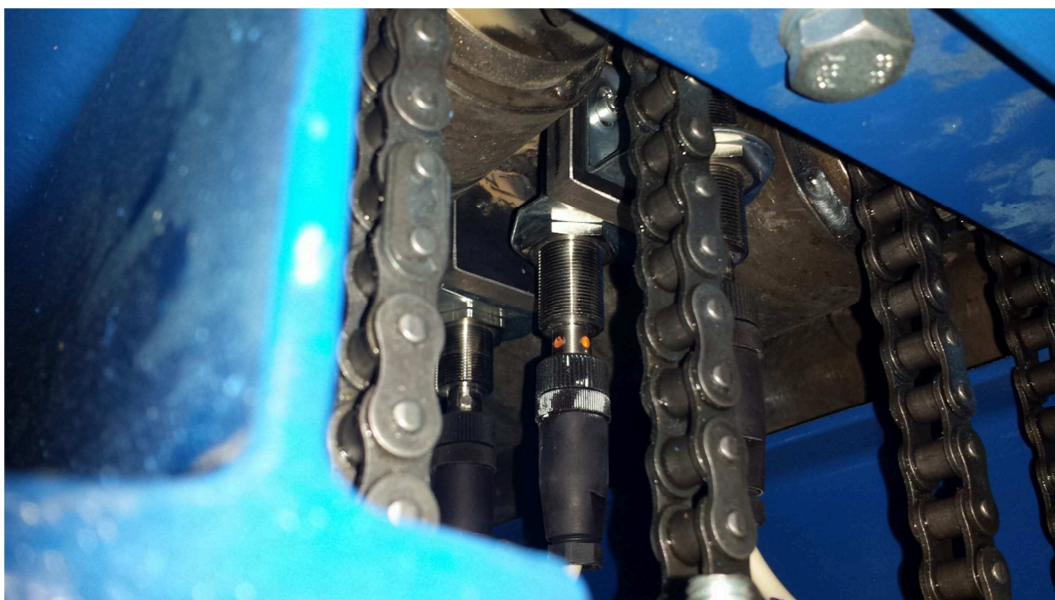
- Zajišťuje pohyb soustavy válečku. Hydraulický válec je umístěn a pevně spojen s rámem valníku a pohyblivou soustavou válečků. Výrobce válce je firma CHARVÁT.



Obr. 26 Hydraulický válec HV 63/32-50

## 5.2.6 Snímače

- Valník je osazen jedním reflexním snímačem s odrazkou. Snímač má za úkol hlídat, zda se na valníku nachází stojan nebo ne. Za pomoci snímače se také zastaví motor. V případě, že je stojan na valníku, dává snímač informaci řídicímu systému. Systém poté informaci vyhodnotí, pokud jsou splněny další podmínky, systém pokračuje v procesu. Dalším umístěným snímačem v tomto valníku je indukční snímač firmy SICK. Snímač má za úkol hlídat správné umístění mechanických dorazů dojezdu.



*Obr. 27 Umístění indukčních snímačů*

### **5.3 Stlačovadlo**

#### **5.3.1 Rám**

- Je tvořen dvěma HEB profily, které jsou v horní části společně spojeny dalším HEB profilem. Spodní část rámu je do betonové podlahy ukotven za pomoci chemických kotev o firmy HILTI. Hlavní funkcí rámu je zajistit vedení pro vložený beran. Beran je za pomoci hydraulických válců zvedán a poté tlačén dolů. Na rámu je uchycen ozubený hřeben, který slouží jako synchronizační element pro hydraulické válce.



*Obr. 28 HEB profily*

### 5.3.2 Beran

- Základní část beranu, je tvořena vypálenými plechy v kombinaci s čtvercovým uzavřeným profilem. Spodní část je vybavena otočným dílem, který slouží k tomu, aby se při špatném navedení stojanu byla možnost pootočit a správně stlačit cívku drátu. Z důvodu rozdílnosti stojanu má otočná část i otočné asymetrické patky. Patky jsou ze spodní části opatřeny plastovou deskou, která zabraňuje styku ocelí s ocelí. Tímto zamezíme poškození nového drátu. V horní části je umístěna dvojice ložiskových těles, ve kterých je uchycena synchronizační hřídel. Hřídel je na obou koncích osazena ozubeným kolem. Celý beran je za pomoci ocelových kol s nákolkem veden přímo v HEB profilu. Pro zamezení nežádoucích vůlí je beran opatřen pomocnými vodicími koly.

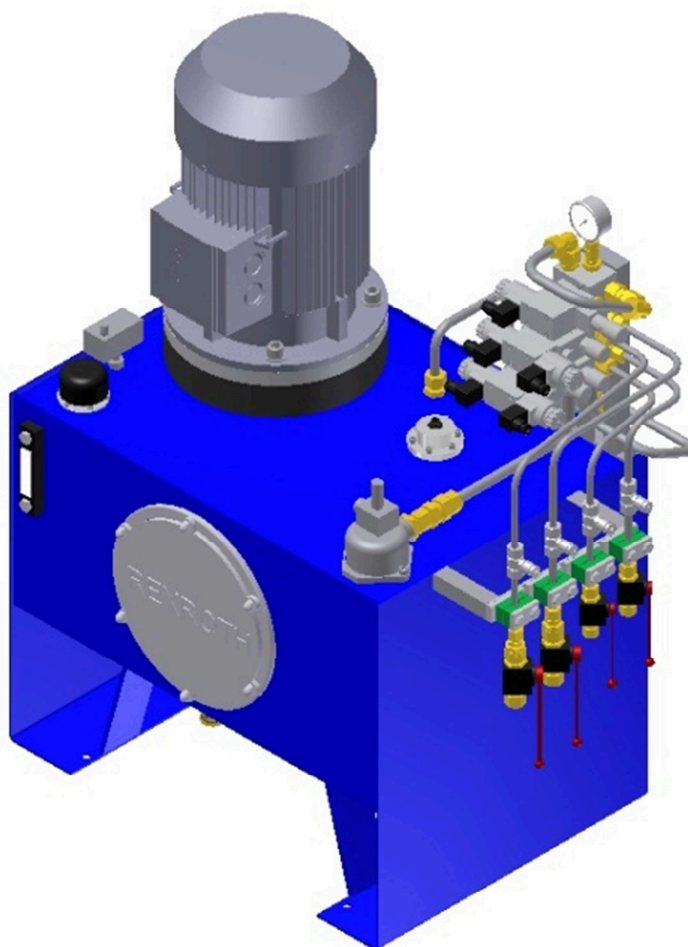


*Obr. 29 Beran*



### 5.3.3 Hydraulický pohon

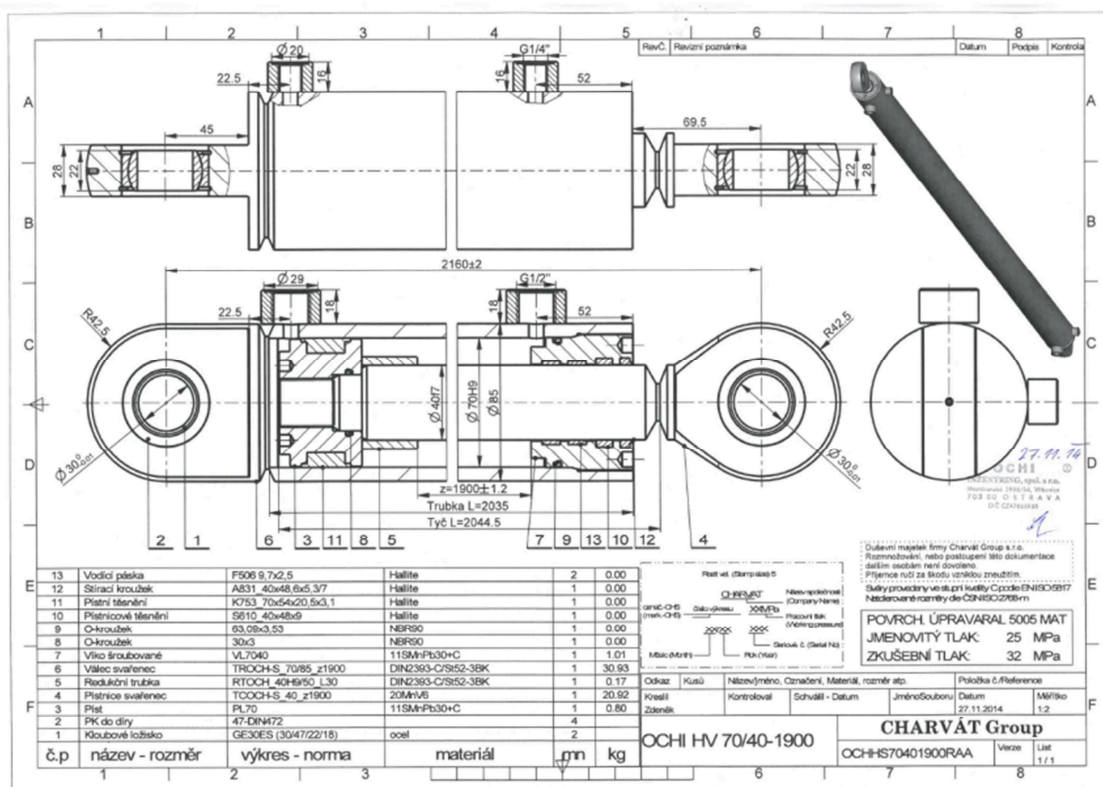
- Srdcem celého zařízení je hydraulický agregát, kterým je pohaněna dvojice hydraulických válců. Dvojice válců je pevně za pomoci čepů spojena s nosným rámem stlačovadla a beranem. Pohon hydraulické agregátu obstarává elektromotor s výkonem 15 kW. Celý agregát je osazen prvkovou základnou firmy Bosch Rexroth.



*Obr. 30 Hydraulický agregát*

### 5.3.4 Hydraulický válec

- Zajišťuje pohyb beranu a zároveň i stlačovací sílu. Hydraulické válce jsou umístěny symetricky s důvodu dobrého rozložení sil. Výrobce hydraulických válců je firma CHARVÁT.



*Obr. 30 Hydraulický válec HV 70/40-1900*

### 5.3.5 Snímače

- U stlačovadla se za pomoci indukčních snímačů firmy SICK vymezují pracovní polohy. Pro havarijní polohy nelze tyto snímače použít a to z důvodu že tyto snímače nejsou mechanické. Havarijní polohy jsou u toho zařízení hlídány z důvodu nedojíždění dna mechanické dorazy umístěné v hydraulickém válci. Mohlo by při častém dojíždění na tuto polohu dojít k poškození těsnění pístnice.

## 6 Výpočty

### 6.1 Hmotnost předmětu na jeden váleček

$$q = \frac{m_p}{k_1}$$

$$q = \frac{2700}{7}$$

$$q = 385,71 \text{ kg}$$

Kde:

$m_p$  – maximální hmotnost předmětu [kg]

$k_1$  – počet válečků na kterých je předmět [ks]

### 6.2 Pro jeden váleček počítám s těmito odpory

#### 6.2.1 Odpor vlastní tíhy předmětu

$$W_1 = \pm q \cdot g \cdot \sin \beta$$

$$W_1 = 385,71 \cdot 9,81 \cdot \sin 0^\circ$$

$$W_1 = 0 \text{ N}$$

Kde:

$q$  – hmotnost předmětu na jeden váleček [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [ $^\circ$ ]

### 6.2.2 Odpor vlivem valivého a čepového tření

$$W_2 = q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e + f \cdot r}{R_v} + m_v \cdot g \cdot \frac{f \cdot r}{R_v}$$

$$W_2 = 385,71 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot \frac{0,0006 + 0,06 \cdot 0,015}{0,0375} + 20 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,015}{0,0375}$$

$$W_2 = 152,92 \text{ N}$$

Kde:

$q$  – hmotnost předmětu na jeden váleček [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [ $^\circ$ ]

$e$  – součinitel valivého tření [-]

$f_1$  – součinitel čepového tření [-]

$r$  – průměr čepu válečku [m]

$R_v$  – poloměr válečku [m]

$m_v$  – rotující hmotnost válečku [kg]

$f_2$  – součinitel čepového tření [-]

### 6.2.3 Odpor vlivem výrobních nepřesností

$$W_3 = 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta$$

$$W_3 = 0,005 \cdot 385,71 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ$$

$$W_3 = 18,92 \text{ N}$$

Kde:

$q$  – hmotnost předmětu na jeden váleček [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [ $^\circ$ ]

#### 6.2.4 Celkový odpor

$$W = W_1 + W_2 + W_3$$

$$W = 0 + 152,92 + 18,92$$

$$W = 171,84 \text{ N}$$

Kde:

$W_1$  – odpor vlastní tíhy předmětu [N]

$W_2$  – odpor vlivem valivého a čepového tření [N]

$W_3$  – odpor vlivem výrobní nepřesnosti [N]

#### 6.3 Potřebný výkon

$$P = \left\{ n_m \cdot m_p \cdot g \cdot \left[ \sin \beta + \cos \beta \left( \frac{e + f \cdot r}{R_v} + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f \cdot r}{R_v} \cdot z \right\} \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta_1}$$

$$P = \left\{ 1 \cdot 2700 \cdot 9,81 \cdot \left[ \sin 0^\circ + \cos 0^\circ \left( \frac{0,0006 + 0,06 \cdot 0,015}{0,0375} + 0,005 \right) \right] + 20 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,015}{0,0375} \cdot 9 \right\} \cdot \frac{0,2}{1000 \cdot 0,85}$$

$$P = 0,29 \text{ kW}$$

Kde:

$q$  – hmotnost předmětu na jeden váleček [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [ $^\circ$ ]

$n_m$  – počet předmětů na modulu [ks]

$e$  – součinitel valivého tření [-]

$f_1$  – součinitel čepového tření [-]

$r$  – průměr čepu válečku [m]

$R_v$  – poloměr válečku [m]



$m_v$  – rotující hmotnost válečku [kg]

$z$  – počet poháněných válečků [-]

$v$  – rychlost [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$\eta_1$  – účinnost převodu [-]

### 6.3.1 Počet poháněných válečků pod předmětem

$$k_p \geq k_1 \cdot \frac{\sin \beta + \cos \beta \cdot \left( \frac{e+f \cdot r}{R_v} + 0,005 \right) + \frac{m_v}{q} \cdot \frac{f \cdot r}{R_v}}{\cos \beta \cdot \left( \mu + \frac{e+f \cdot r}{R_v} + 0,005 \right) + \frac{m_v}{q} \cdot \frac{f \cdot r}{R_v}}$$

$$k_p \geq 9 \cdot \frac{\sin 0^\circ + \cos 0^\circ \cdot \left( \frac{0,0006+0,06 \cdot 0,015}{0,0375} + 0,005 \right) + \frac{20}{385,71} \cdot \frac{0,06 \cdot 0,015}{0,0375}}{\cos 0^\circ \cdot \left( 0,2 + \frac{0,0006+0,06 \cdot 0,015}{0,0375} + 0,005 \right) + \frac{20}{385,71} \cdot \frac{0,06 \cdot 0,015}{0,0375}}$$

$$k_p \geq 1,69 \Rightarrow 2$$

Kde:

$k_1$  – počet válečku [-]

$q$  – hmotnost předmětu na jeden váleček [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [°]

$e$  – součinitel valivého tření [-]

$f_1$  – součinitel čepového tření [-]

$r$  – průměr čepu válečku [m]

$R_v$  – poloměr válečku [m]

$m_v$  – rotující hmotnost válečku [kg]

$\mu$  – součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem [-]

#### 6.4 Otáčky válečků při dopravní rychlosti

$$n_v = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_v}$$

$$n_v = \frac{0,2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,075}$$

$$n_v = 50,96 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$v$  – rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$D_v$  – průměr válečku [m]

#### 6.5 Doba rozběhu předmětu

$$t_s = \frac{v}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[ \cos \beta \cdot \left( \mu - \frac{2 \cdot e}{D_v} \right) - \frac{k_1}{k_p} \cdot \sin \beta \right]}$$

$$t_s = \frac{0,2}{1 \cdot 9,81 \cdot \left[ \cos 0^\circ \cdot \left( 0,2 - \frac{2 \cdot 0,0006}{0,075} \right) - 1 \cdot \sin 0^\circ \right]}$$

$$t_s = 0,11 \text{ s}$$

Kde:

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [ $^\circ$ ]

$e$  – součinitel valivého tření [-]

$v$  – rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\mu$  – součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem [-]

$D_v$  – průměr válečku [m]

$k_p/k_1$  – poměr válečku poháněných ku nepoháněných [-]

## 6.6 Moment tření

$$M_t = n_m \cdot k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R_v}{i_c \cdot \eta_1}$$

$$M_t = 1 \cdot 9 \cdot 385,71 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,2 \cdot \frac{0,0375}{25,59 \cdot 0,85}$$

$$M_t = 11,74 \text{ Nm}$$

Kde:

$q$  – hmotnost předmětu na jeden váleček [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$\beta$  – sklon tratě [ $^\circ$ ]

$n_m$  – počet předmětů na modulu [ks]

$R_v$  – poloměr válečku [m]

$\eta_1$  – účinnost převodu [-]

$k_p$  – počet poháněných válečku [-]

$i_c$  – celkový převodový poměr [-]

$v$  – rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\mu$  – součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem [-]

## 6.7 Moment zrychlujících se sil

$$M_{zp} = n_m \cdot m_p \cdot \frac{v \cdot R_v}{t_s \cdot i_c \cdot \eta_1}$$

$$M_{zp} = 1 \cdot 2700 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,0375}{0,11 \cdot 25,59 \cdot 0,85}$$

$$M_{zp} = 8,41 \text{ Nm}$$

Kde:

$n_m$  – počet předmětů na modulu [ks]

$m_p$  – maximální hmotnost předmětu [kg]

$v$  – rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$R_v$  – poloměr válečku [m]

$t_s$  – doba rozběhu předmětu [s]

$i_c$  – celkový převodový poměr [-]

$\eta_1$  – účinnost převodu [-]

### 6.8 Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_v^2$$

$$J = 20 \cdot 0,0375^2$$

$$J = 0,028 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

$m_v$  – rotující hmotnost válečku [kg]

$R_v$  – poloměr válečku [m]

### 6.9 Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s}$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot v}{t_s \cdot D_v}$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,2}{0,11 \cdot 0,075}$$

$$\varepsilon = 48,2 \text{ s}^{-2}$$

Kde:

$v$  – rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$t_s$  – doba rozběhu předmětu [s]

$D_v$  – průměr válečku [m]

### 6.10 Moment od zrychlujících válečku

$$M_{zv} = z \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta_1}$$

$$M_{zv} = 9 \cdot 0,028 \cdot 48,2 \cdot \frac{1}{25,59 \cdot 0,85}$$

$$M_{zv} = 0,56 \text{ Nm}$$

Kde:

$z$  – počet poháněných válečků [-]

$J$  – setrvačný moment jednoho válečku [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]

$\varepsilon$  – úhlové zrychlení válečku [ $\text{s}^{-2}$ ]

$i_c$  – celkový převodový poměr [-]

$\eta_1$  – účinnost převodu [-]

### 6.11 Moment na hřídeli při rozběhu motoru

$$M_m = \frac{M_h}{M_n} \cdot \frac{P_m}{\omega_m}$$

$$M_m = \frac{M_h}{M_n} \cdot \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m}$$

$$M_m = 2,6 \cdot \frac{1500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1440}$$

$$M_m = 25,88 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_h/M_n$  – záběrový moment při přímém spouštění momentu [-]

$P_m$  – výkon motoru [W]

$N_m$  – otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]

### 6.12 Moment rozběhový redukováný na hřídel motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zv}$$

$$M_{roz} = 11,74 + 8,41 + 0,56$$

$$M_{roz} = 20,71 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_t$  – moment tření [Nm]

$M_{zp}$  – moment zrychlujících se sil [Nm]

$M_{zv}$  – moment od zrychlujících válečku [Nm]

### 6.13 Podmínka vyhovění na rozběh

$$M_m > M_{roz}$$

$$25,88 > 20,71$$

Podmínka vyhovuje

Kde:

$M_m$  – moment na hřídeli při rozběhu motoru [Nm]

$M_{roz}$  – moment rozběhový redukováný na hřídel motoru [Nm]

## 6.14 Výpočet řetězového převodu

### 6.14.1 Převodový poměr řetězu

$$i_{\text{ř}} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{\text{ř}} = \frac{15}{15}$$

$$i_r = 1$$

Kde:

$z_1$  – počet zubů hnacího kola [-]

$z_2$  – počet zubů hnaného kola [-]

### 6.14.2 Výpočet rychlosti na válečku

$$n_v = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_v}$$

$$n_v = \frac{0,2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,075}$$

$$n_v = 50,96 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$v$  – rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$D_v$  – průměr válečku [m]

### 6.14.3 Otáčky na motoru s řetězem

$$n_{mr} = i_{\text{ř}} \cdot n_v$$

$$n_{mr} = 1 \cdot 50,95$$

$$n_{mr} = 50,96 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$i_{\text{ř}}$  – převodový poměr řetězu [-]

$n_v$  - otáčky válečků při dopravní rychlosti [ $\text{min}^{-1}$ ]

#### 6.14.4 Rychlost řetězu

$$v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{mr}}{60}$$

$$v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot 0,0618 \cdot 50,96}{60}$$

$$v_{\dot{r}} = 0,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

$D_1$  – roztečná kružnice řetězového kola [mm]

$n_m$  – otáčky na motoru s řetězem [ $\text{min}^{-1}$ ]

#### 6.14.5 Tahová síla

$$F_{ts} = k \cdot m_{\dot{r}} \cdot a_{\dot{r}} \cdot g$$

$$F_{ts} = 6 \cdot 0,68 \cdot 0,36 \cdot 9,81$$

$$F_{ts} = 14,41 \text{ N}$$

Kde:

$k$  – součinitel pro vodorovné šikmé s vodorovnou tratě [-]

$m_{\dot{r}}$  – hmotnost jednoho metru řetězu [kg]

$a_{\dot{r}}$  – osová vzdálenost [m]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]



#### 6.14.6 Obvodová síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_m}{D_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 25,88}{0,0618}$$

$$F_t = 837 \text{ N}$$

Kde:

$M_m$  - moment na hřídeli při rozběhu motoru [Nm]

$D_1$  – roztečná kružnice řetězového kola [mm]

#### 6.14.7 Tahová složka od odstředivé síly

$$F_{ods} = m_{\dot{r}} \cdot v_{\dot{r}}^2$$

$$F_{ods} = 0,68 \cdot 0,16$$

$$F_{ods} = 0,02 \text{ N}$$

Kde:

$m_{\dot{r}}$  – hmotnost jednoho metru řetězu [kg]

$v_{\dot{r}}$  – rychlost řetězu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

#### 6.14.8 Výsledný tah v řetězu

$$F_{\dot{r}} = F_{ts} + F_t + F_{ods}$$

$$F_{\dot{r}} = 14,41 + 837 + 0,02$$

$$F_{\dot{r}} = 851,83 \text{ N}$$

Kde:

$F_{ts}$  – tahová síla [N]

$F_t$  – Obvodová síla [N]

$F_{ods}$  – tahová síla od odstředivé síly [N]

#### 6.14.9 Potřebná délka řetězu na jednu smyčku

$$L_p = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2} + 2 \cdot a_{\text{ř}} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a_{\text{ř}}}$$

$$L_p = \frac{\pi \cdot (0,0618 + 0,0618)}{2} + 2 \cdot 0,36 + 0$$

$$L_p = 0,91 \text{ m}$$

Kde:

$D_1$  – roztečná kružnice řetězového kola [m]

$D_2$  – roztečná kružnice řetězového kola [m]

$a_{\text{ř}}$  – osová vzdálenost [mm]

#### 6.14.10 Počet článku řetězu

$$L_p^* = \frac{L_p}{t}$$

$$L_p^* = \frac{0,91}{0,0127}$$

$$L_p^* = 71,97 \Rightarrow 72$$

Kde:

$L_p$  – potřebná délka řetězu na jednu smyčku [m]

$t$  – rozteč řetězu [m]

#### 6.14.11 Kontrola statické bezpečnosti

$$k_p = \frac{F_{pt}}{F_{\check{r}}} \geq 7$$

$$k_p = \frac{21100}{851,83} \geq 7$$

$$k_p = 24,77 \geq 7$$

Vyhovuje na statickou bezpečnost

Kde:

$F_{pt}$  – síla při přetržení řetězu [N]

$F_{\check{r}}$  – výsledný tah v řetězu [N]

#### 6.14.12 Kontrola dynamické bezpečnosti

$$k_d = \frac{F_{pt}}{Y \cdot F_{\check{r}}} \geq 5$$

$$k_d = \frac{21100}{2 \cdot 851,83} \geq 5$$

$$k_d = 12,39 \geq 5$$

Vyhovuje na dynamickou bezpečnost

Kde:

$F_{pt}$  – síla při přetržení řetězu [N]

$F_{\check{r}}$  – výsledný tah v řetězu [N]

$Y$  – součinitel rázů [-]

#### 6.14.13Dovolené otlačení

$$p_p = \frac{F_{\text{ř}}}{S} \leq p_d = \lambda \cdot p$$

$$p_p = \frac{851,83}{50} \leq p_d = 0,69 \cdot 30,41$$

$$p_p = 17,04 \leq p_d = 20,98$$

Vyhovuje na dovolené otlačení

Kde:

$F_{\text{ř}}$  – výsledný tah v řetězu [N]

$S$  – plocha kloubu [ $\text{mm}^2$ ]

$p$  – směrný tlak v kloubu [MPa]

$\lambda$  – činitel tření [-]

## 7 Pevnostní výpočty

Pevnostní výpočty jsem provedl za pomoci Autodesk Inventoru 2014.

### 7.1 Pevnostní kontrola válečku

#### 7.1.1 Okrajové podmínky

##### 7.1.1.1 Materiál

- Všechny součásti válečku jsou z materiálu 11 523.

##### 7.1.1.2 Vazby

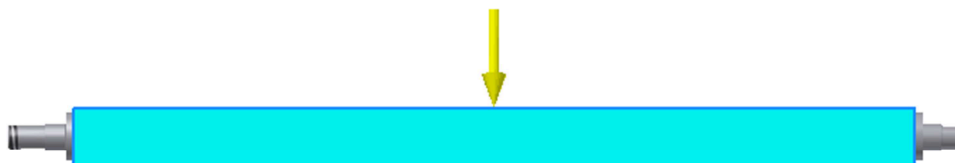
- Volím pevnou vazbu v místě kde je váleček osazen ložiskovými tělesy.



*Obr. 31 Vybrané plochy- pevné vazby*

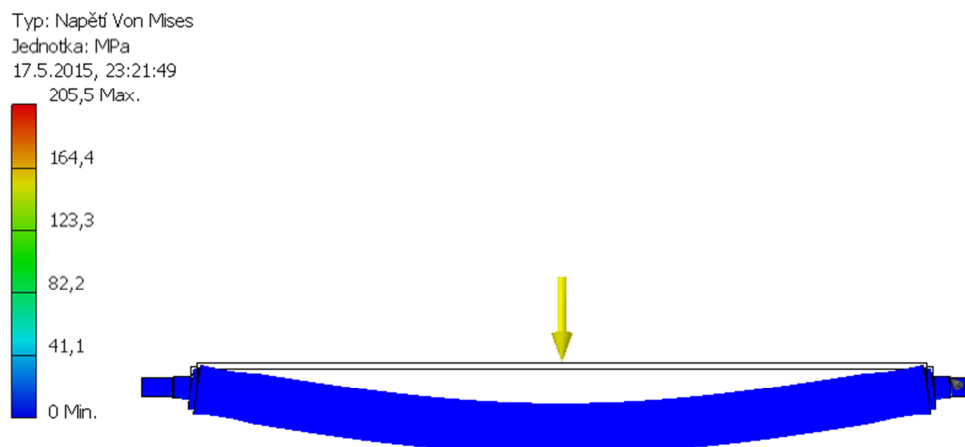
##### 7.1.1.3 Zatížení

- Síla, která působí na jeden váleček vypočtena výše.

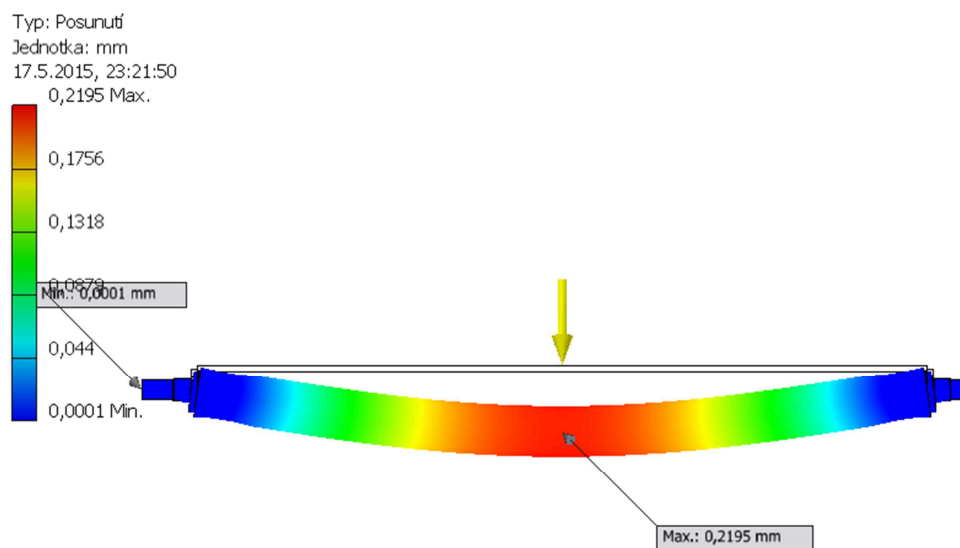


*Obr. 32 Zatížení válečku*

### 7.1.2 Výsledek



*Obr. 33 Napětí Von Mises*



*Obr. 34 Posunutí*

Pevnostní analýzu válečku jsem provedl zadáním okrajových podmínek a tím zjistil napětí a posunutí. Maximální napětí je 205,5 MPa, dovolená pevnost materiálu je 333 MPa. Maximální napětí nepřekračuje pevnost materiálu. Maximální průhyb je 0,2195 mm.



## **7.2 Pevnostní kontrola rámu valníku pod stlačovadlem**

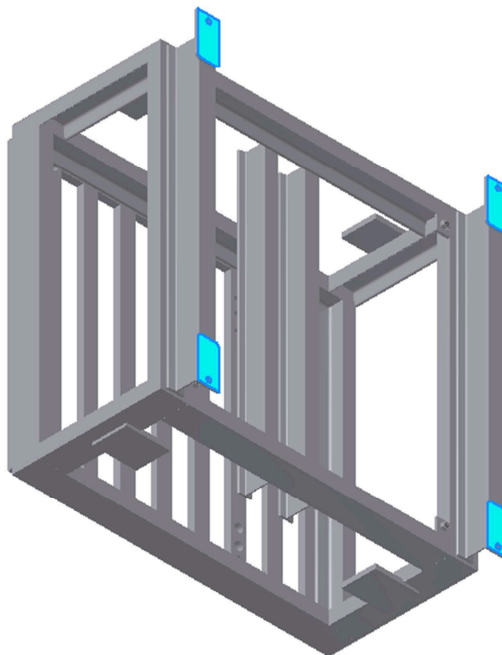
### **7.2.1 Okrajové podmínky**

#### **7.2.1.1 Materiál**

- Součásti valníku jsou z materiálu 11 375, pouze horní rošt je z materiálu 11 523.

#### **7.2.1.2 Vazby**

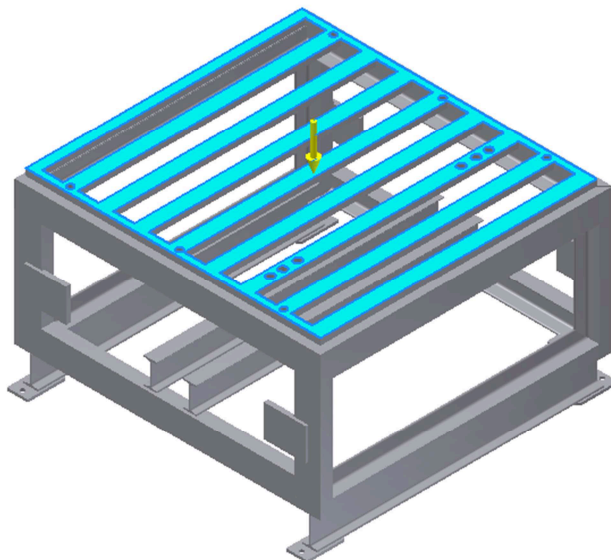
- Volím pevnou vazbu v místech, kde se valník dotýká betonové podlahy.



*Obr. 35 Vybrané plochy- pevné vazby*

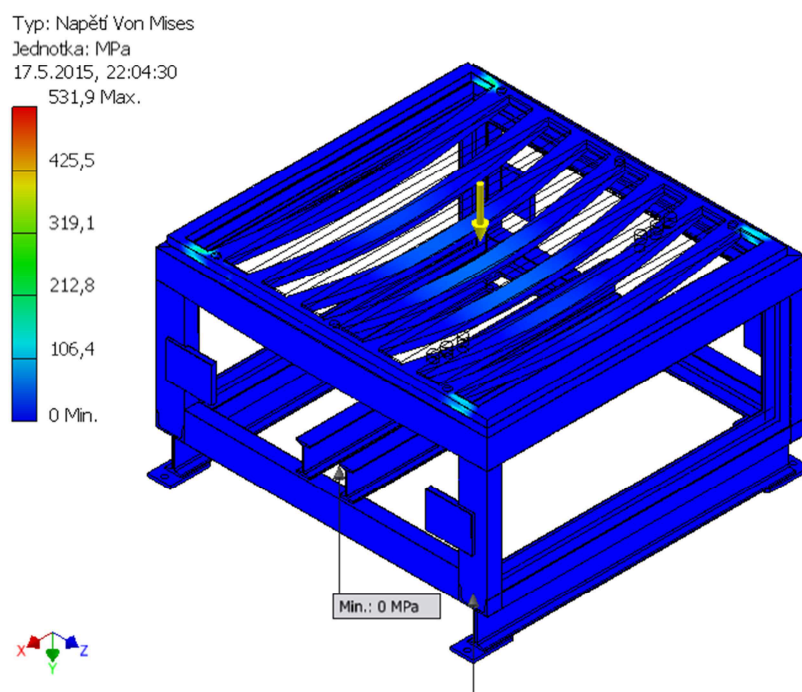
### 7.2.1.3 Zatížení

- Maximální síla je vyvozena tíhou stojanu s drátem. K této síle musíme přičíst maximální lisovací sílu. Výsledné zatížení je 76 500 N.

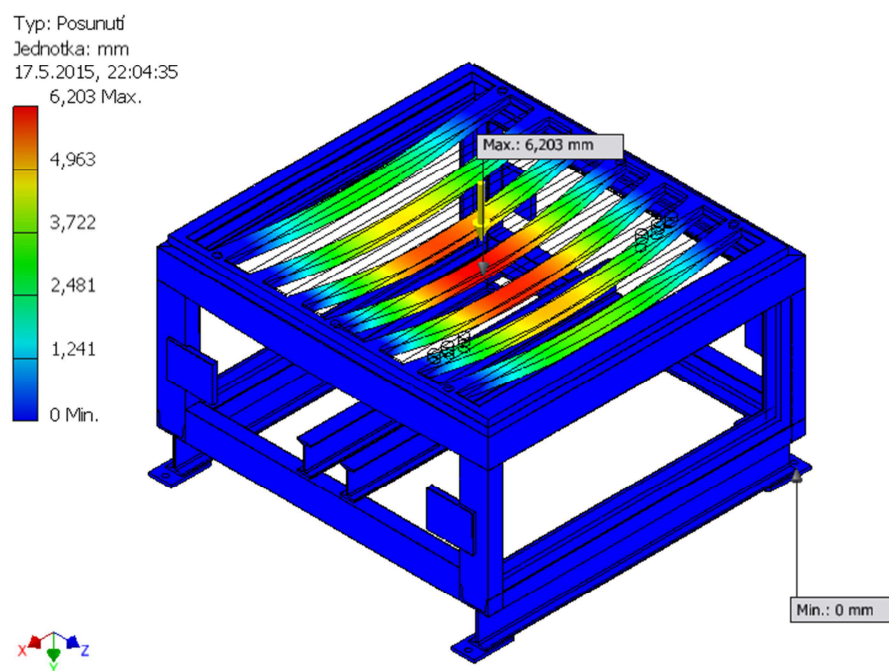


Obr. 36 Zatížení valníku

### 7.2.2 Výsledek



Obr. 37 Napětí Von Mises



*Obr. 38 Posunutí*

Pevnostní analýzu valníku jsem provedl zadáním okrajových podmínek a tím zjistil napětí a posunutí. Maximální napětí je 273,2 MPa, dovolená pevnost materiálu je 333 MPa. Maximální napětí nepřekračuje pevnost materiálu. Vyšší hodnoty jsou pouze zanedbatelné špičky. Maximální průhyb je 6,203 mm.

## 8 Uvádění do provozu

Výrobní závod, pro který se nová linka projektovala, počítal s montáží a uvedením do provozu celé linky v období celozávodní odstávky. Tato odstávka proběhla na přelomu roku 2014 a 2015. Bohužel výroba celé linky trvala déle, než se předpokládalo, tudíž jsme nemohli linku nainstalovat do zkušební haly, jak bylo domluveno s dodavatelem. Tímto se měly vyladit všechny nedostatky a požadavky od operátorů. Linka se tady musela nainstalovat přímo na místo určení.

Montáže probíhaly bez sebemenších potíží a byly dokončeny ještě před koncem roku 2014.

Na začátku roku 2015 se začala linka uvádět do provozu. Při účasti programátora a operátorů se podařilo uvést linku v celku bez problému do zkušebního provozu.

Přibližně po 72 hodinách nastaly první komplikace. V prvním z valníků se začaly ozývat zvláštní zvuky, po odkrytování řetězových převodů bylo zjištěno, že praskl jeden náboj u řetězového disku. Tato závada byla způsobena špatnou montáží svěrných pouzder TAPER- LOCK. Pro jistotu byly zkontrolovány všechny valníky, aby se předešlo dalšímu problému.



*Obr. 39 Prasknutý řetězový disk*

## **9 Pokyny pro provoz a údržbu**

### **9.1 Kontrola - před každým uvedením do provozu je nutné**

- zkontrolovat stav bezpečnostních krytů
- zkontrolovat funkčnost čidel
- zkontrolovat funkčnost hlavního vypínače a tlačítka TOTAL- STOP
- zkontrolovat, zda nejsou na dopravníku cizí tělesa

### **9.2 Údržba a opravy**

- kuličkové ložiska mají oboustranné kryti s tukovou náplní, další údržba není nutná
- jedenkrát za měsíc je nutné zkontrolovat pevnost šroubových spojů
- jedenkrát za měsíc je vhodné promazat řetězy a lineární vedení
- jedenkrát za měsíc je vhodné zkontrolovat těsnost hydrauliky

#### **9.2.1 Rizika**

- riziko vtažení
- riziko pádu stojanu s drátem
- riziko úrazu vlivem stlačením beranu

### **9.3 Výstrahy nedovoleného používání**

- přeprava osob je zakázaná
- přísně zakázáno přerušovat snímače linky
- přísně zakázáno nakládání stojanů do linky vysokozdvižným vozíkem

## **10 Závěr**

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout poháněnou válečkovou trať pro dopravu a manipulaci se svitky drátů dle zadaných parametrů a podmínek. Díky firmě OCHI Inženýring s.r.o. jsem se mohl podílet na projektu od začátku až do jeho konce.

Veškeré poznatky získané v teoretické části diplomové práce se mi úspěšně podařilo aplikovat do části realizační, což přineslo její úspěšné řešení.

## 11 Použitá literatura

- [1] STRAND: *Válečková trať* [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://strand.cz/dokumenty/valeckove-trate/>
- [2] MOTOR-GEAR a.s.: Elektromotory. In: [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz>
- [3] ŘETĚZY Olomouc, spol. s r. o.: *Řetězy Olomouc* [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/>
- [4] HABERKORN [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/valeckovy-dopravnik-nepohaneny/>
- [5] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [6] D.A.S., spol. s r. o: *Válečkový dopravník* [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: [http://www.dasfm.cz/produkty/valeckovy\\_dopravnik\\_pro\\_kovove\\_dily\\_vd\\_7342/](http://www.dasfm.cz/produkty/valeckovy_dopravnik_pro_kovove_dily_vd_7342/)
- [7] STRAND: *Gravitační dopravník* [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://strand.cz/produkty/gravitacni-valeckova-trat-prima/>
- [8] *Válečková trať s točnou* [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.logismarket.cz/logsys/dopravniky-pro-distribucni-centra-zakaznicka/2965312865-947644224-p.html>
- [9] *Válečková trať* [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://ferrettogroup.com/ita/prodotti/i-magazzini-automatici/prodotti/testate-di-magazzino>

## 12 Seznam příloh

Výkresy:

- 1 – VSB – 001 – Celek
- 1 – VSB – 002 – Valník
- 1 – VSB – 003 – Rám valníku
- 3 – VSB – 004 – Svařenec válečku
- 4 – VSB – 005 – Čep 2
- 4 – VSB – 006 – Čep 1
- 3 – VSB – 007 – Trubka

Diplomová práce a výkresová dokumentace v elektronické podobě na CD.